

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra části a mechanismů strojů

Pojazd divadelného ťahu s brzdou

Travel of a Theatre Pulling Device  
with a Brake

Študent:

Michal Kuric

Vedúci bakalárskej práce:

doc. Ing. Jirí Havlík, Ph.D

OSTRAVA 2010

### Prehlásenie študenta

Prehľadujem, že som celú bakalársku prácu vrátane príloh vypracoval samostatne pod vedením vedúceho bakalárskej práce a uviedol som všetky použité podklady a literatúru.

V Ostrave .....

.....

podpis študenta

Prehlasujem že

- som bol zoznámený s tým, že na mojej bakalárskej práci sa plne vzťahuje zákon č. 121/200 Sb., autorský zákon, najmä § 35 – užitia diela v rámci občianskych a náboženských obradov, v rámci školných predstavení a užitia diela školného a §60 – školské dielo.
- beriem na vedomie, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (ďalej len „VŠB-TUO“) má právo nezárobkové k svojej vnútornej potrebe bakalársku prácu použiť (§ 35 odst. 3).
- súhlasím s tým, že bakalárska práca bude v elektronickej podobe uložená v Ústrednej knižnici VŠB-TUO k nahliadnutiu a jeden výtlačok bude uložený u vedúceho bakalárskej práce. Súhlasím s tým, že údaje o kvalifikačnej práci, obsiahnuté v zázname o záverečnej práci, umiestnenom v prílohe mojej kvalifikačnej práce, budú zverejnené v informačnom systéme VŠB-TUO.
- bolo zjednané, že VŠB-TUO, v prípade záujmu z ich strany, uzatvoria licenčnú zmluvu s oprávnením použiť dielo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bolo zjednané, že použiť svoje dielo – bakalársku prácu alebo poskytnúť licenciu k jeho využitiu môžem len so súhlasom VŠB-TUO, ktorá je oprávnená v takom prípade odo mňa požadovať primeraný príspevok na úhradu nákladov, ktoré boli VŠB-TUO na vytvorenie diela vynaložené (až do ich skutočnej výšky).
- beriem na vedomie, že odovzdaním svojej práce súhlasím so zverejnením svojej práce podľa zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o zmene a doplnenie ďalších zákonov (zákon o vysokých školách), v znení neskorších predpisov, bez ohľadu na výsledok jej obhajoby.

V Ostrave: .....

.....

plné meno autora práce

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Nová Bystrica 488  
023 05  
Slovenská republika

## **ANOTÁCIA BAKALÁRSKEJ PRÁCE**

KURIC, M. Pojazd divadelného ťahu s brzdou : bakalárska práca. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra části a mechanismů strojů, 2010, 37 s. Vedúci práce: Havlík, J.

Bakalárska práca sa zaoberá návrhom pojazdu pre divadelný ťah. Praktická časť rieši náhradu súčasného pevného ukotvenia za uchytanie s možnosťou priamočiareho horizontálneho posuvu. Dráha môže byť vytvorená pomocou troch rôznych rozmerových skupín profilov IPE. Podľa požiadavky je konštrukcia závesu flexibilne navrhnutá pre dráhu. Súčasťou pojazdu je automatická brzda zabraňujúca samovoľnému pohybu v stave pokoja. Brzdnú silu zaisťuje vhodne navrhnutá pružina. Z dôvodu eliminácie konštrukčného zásahu do divadelného ťahu je spojenie pôvodných prvkov s novovytvoreným návrhom realizované pomocou strmeňov. Výkresová dokumentácia navrhovaného pojazdu je umiestnená v prílohe.

## **ANNOTATION OF BACHELOR THESIS**

KURIC, M. Travel of a Theatre Pulling Device with a Brake : Bachelor Thesis. Ostrava : VŠB –Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2010, 37 p. Thesis head: Havlík, J.

My bachelor work deals with propositions for the travel for a theatre pulling. Practical part solves replacement of present drive fit for sliding fit with the possibility of straight horizontal motion. Three kinds of profile IPE can be used in technology for a crab runway. According to requirements the construction of suspension is devised for a crab runway variable. Automatic brake, that averts spontaneous motion in quiescent condition, is part of the travel. The brake force is activated by a choice string. Because of elimination of interference on theatre pulling, the join of original elements with newly-formed solution is realized by clevises. Drawing documentation of proposed travel is placed in the case.

## Obsah

Zoznam použitých značiek a symbolov .....	8
1 Úvod .....	10
2 Riešenie problematiky .....	12
3 Výpočty .....	15
3.1 Potrebná brzdná sila .....	15
3.2 Výpočet pružiny .....	16
3.3 Rám pružiny .....	19
3.4 Úchyt rámu pružiny .....	22
3.5 Čap páky .....	23
3.6 Čap kolieska .....	25
3.7 Kontrola ložísk .....	27
3.8 Skrutka spájajúca závesnú dosku so základnou doskou (poz. 1, 9) .....	27
3.9 Kontrola zvaru – závesná doska .....	28
3.10 Riešene skrutky závesu. ....	30
4 Záver .....	35
5 Bibliografia .....	36
6 Zoznam príloh .....	37

## Zoznam použitých značiek a symbolov

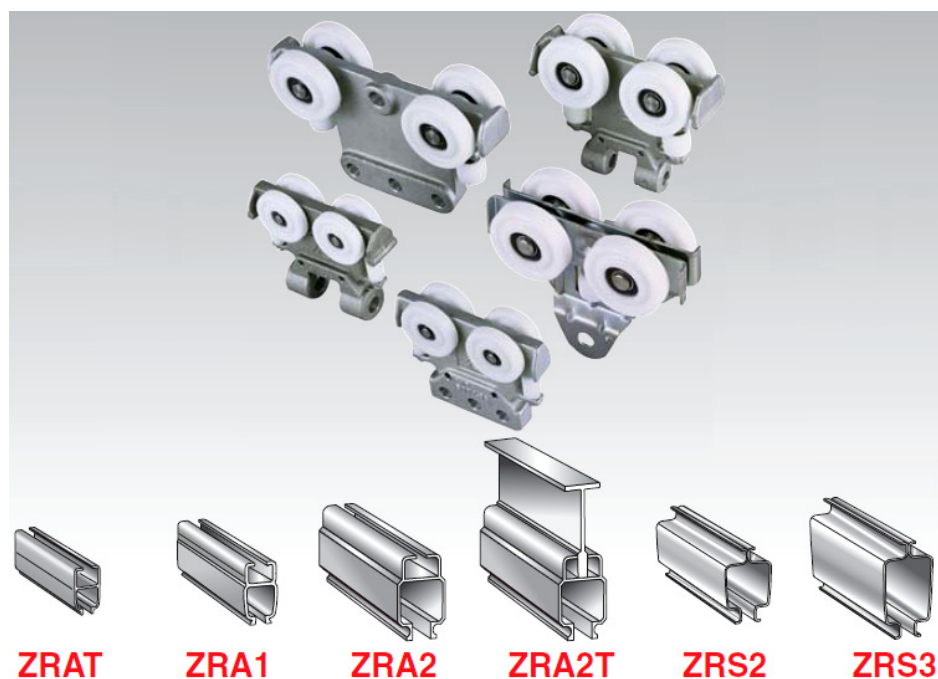
$C_0$	Základná statická únosnosť ložiska	[N]
$D$	Stredný priemer pružiny	[mm]
$D_2$	Vnútorý priemer pružiny	[mm]
$F$	Sila	[N]
$F_0$	Osová sila skrutky	[N]
$F_1$	Sila pružiny v predpruženom stave	[N]
$F_8$	Sila pružiny v stlačennom stave	[N]
$F_9$	Sila pružiny v medznom stave	[N]
$F_p$	Sila pružiny	[N]
$F_z$	Sila pôsobiaca na zvar	[N]
$F_{skr}$	Sila skrutky	[N]
$G$	Modul pružnosti v strihu	[MPa]
$K$	Korekčný súčiniteľ	[-]
$L$	Dĺžka rozvinutej pružiny, dĺžka	[mm]
$M$	Moment	[N·mm]
$M_k$	Krútiaci moment	[N·mm]
$P$	stúpanie závitu	[mm]
$Re$	Medza klzu v ťahu	[MPa]
$W_k$	Prierezový modul v krute	[mm <sup>3</sup> ]
$W_O$	Prierezový modul v ohybe	[mm <sup>3</sup> ]
$a$	Veľkosť zvaru	[mm]
$a, b, c$	Dĺžky	[mm]
$c_{pr}$	Tuhosť prírub	[N·mm <sup>-1</sup> ]
$c_s$	Tuhosť skrutky	[N·mm <sup>-1</sup> ]
$d$	Priemer	[mm]
$d_2$	Stredný priemer závitu	[mm]
$d_3$	Malý priemer závitu	[mm]
$d'$	Predbežný priemer drôtu pružiny	[mm]
$f$	Súčiniteľ trenia	[-]
$f_z$	Súčiniteľ trenia v závite	[-]
$h$	Zdvih pružiny	[mm]
$i$	Pomer vinutí pružiny	[-]

$k$	Tuhosť pružiny, súčiniteľ bezpečnosti, výška hlavy skrutky	$[\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}, -, \text{mm}]$
$k_3$	Prevodový súčiniteľ čelného kútového zvaru	$[-]$
$l_0$	Dĺžka pružiny vo voľnom stave	$[\text{mm}]$
$l_1$	Dĺžka pružiny v predpruženom stave, dĺžka	$[\text{mm}]$
$l_{2,3}$	Dĺžka	$[\text{mm}]$
$l_8$	Dĺžka stlačenej pružiny	$[\text{mm}]$
$l_9$	Dĺžka pružiny v medznom stave	$[\text{mm}]$
$l'_i$	Funkčná dĺžka závitů	$[\text{mm}]$
$m_{dt}$	Hmotnosť divadelného ťahu	$[\text{kg}]$
$m_b$	Hmotnosť bremena	$[\text{kg}]$
$n$	Počet činných závitů pružiny	$[-]$
$p$	Tlak	$[\text{MPa}]$
$p_D$	Dovolený tlak	$[\text{MPa}]$
$p_s$	Poddajnosť	$[\text{mm} \cdot \text{N}^{-1}]$
$r$	Rameno sily	$[\text{mm}]$
$s$	Stlačenie pružiny	$[\text{mm}]$
$s_0$	Súčiniteľ bezpečnosti pre statickú únosnosť ložiska	$[-]$
$t$	Rozstup činných závitů, šírka materiálu	$[\text{mm}]$
$z$	Celkový počet závitů pružiny, šírka zvaru	$[-, \text{mm}]$
$\alpha$	Vrcholový uhol závitů, súčiniteľ vrubu	$[^\circ, -]$
$\beta$	Súčiniteľ veľkosti kútového zvaru	$[-]$
$\phi'$	Redukovaný trecí uhol závitů	$[^\circ]$
$\sigma_t$	Napätie v ťahu	$[\text{MPa}]$
$\sigma_{red}$	Redukované napätie	$[\text{MPa}]$
$\sigma_o$	Ohybové napätie	$[\text{MPa}]$
$\tau_D$	Dovolené napätie v strihu	$[\text{MPa}]$
$\tau$	Napätie v krute, napätie v strihu	$[\text{MPa}]$
$\psi$	Uhol stúpania závitů	$[^\circ]$

# 1 Úvod

Práca bude riešiť divadelný ťah a to návrh konštrukčného riešenia a zároveň kontrolu navrhnutých varianty. Divadelným ťahom je myslený navijak pevne upevnený. Cieľom práce je toto pevné uchytenie prerobiť, navrhnuť inú variantu tak, aby bol pojazdný na profiloch IPE 160, 180 alebo 200. Proti samovoľnému rozbehu, ktorý by mohol byť spôsobený napríklad zlým usadením základného profilu slúži samočinná brzda, ktorá sa stane aktívnou hneď po uvoľnení páky.

Obchodný trh ponúka rôzne varianty pojazdov, či už z pohľadu nosnosti, použitého typu profilu. Pravdepodobne najpoužívannejšie pojazdom je visutá mačka. Kladkostrojom, navijakom, alebo iným zdvíhacím zariadením upevneným priamo na mačke je bremeno zdvihnuté do výšky, a mačka sa pohybuje aj s bremenom po visutej dráhe, ktorú tvorí I profil. Môže byť použitý aj iný profil, ako je znázornené na obr. 1.1.



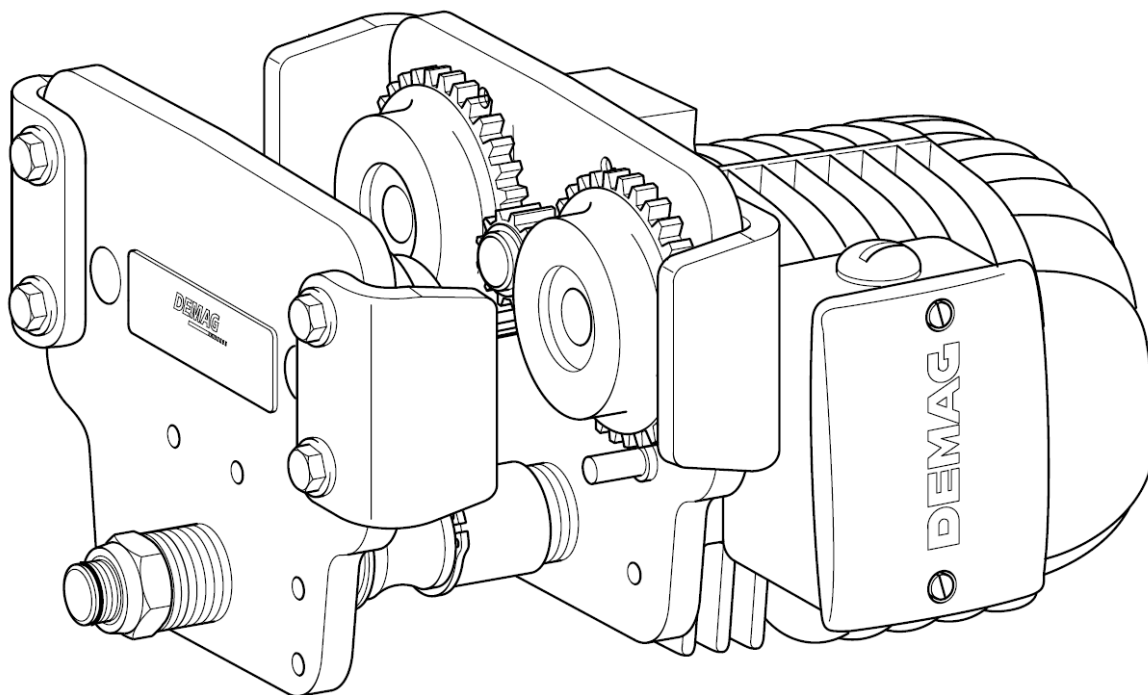
obr. 1.1: Visuté mačky pre rôznu záťaž

Visuté mačky rozdeľujeme z hľadiska pohonu na mačky

- bez pohonu
- s ručným pohonom
- s motorickým pohonom



Visuté mačky, ktoré sú konštruované aj s motorovým pohonom sú realizované ako brzdené. Na obr. 1.2 je visutá mačka s motorickým pohonom od firmy DEMAG.

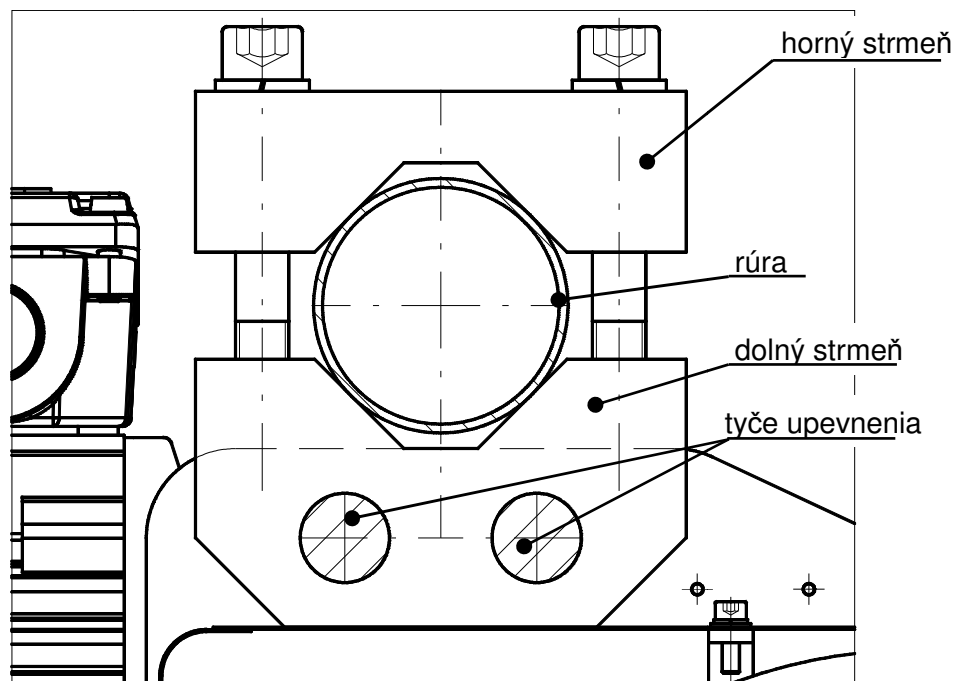


**obr. 1.2:** Motorická poháňaná visutá mačka

Krútiaci moment je prenášaný na dve kolieska pomocou pastorku. Toto je veľmi jednoduché riešenie, kde je zabezpečený pohon koliesok aj v prípade extrémnej nerovnosti zaťaženia, príp. nepresnosti I profilu. Brzdenie je realizované pevným zabrzdzením pastorka brzdou motora.

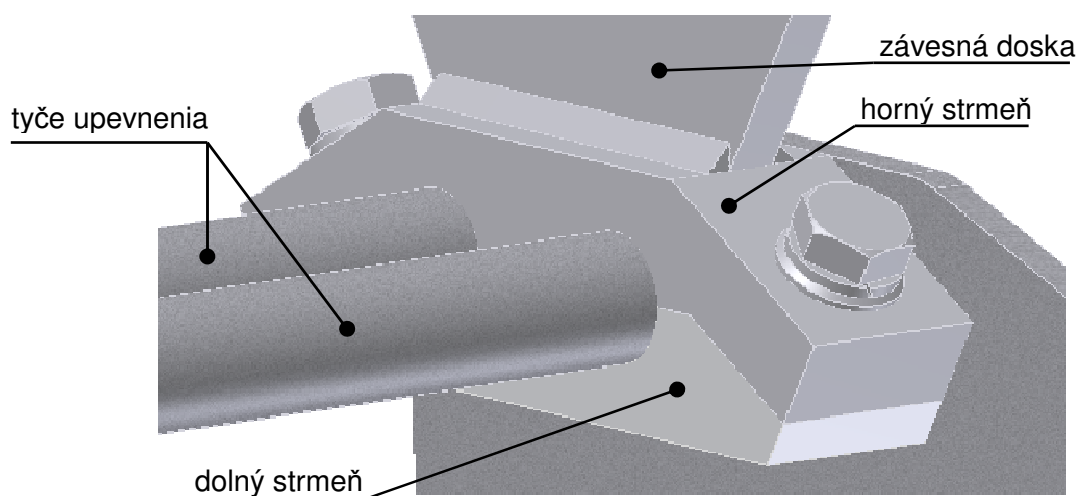
## 2 Riešenie problematiky

Ako bolo v úvode spomenuté, cieľom tejto bakalárskej práce je prerobiť pevný záves divadelného ťahu na pojazdný, konštrukčne preriešiť, pevnostne skontrolovať.



obr. 2.1: Pôvodné uchytenie

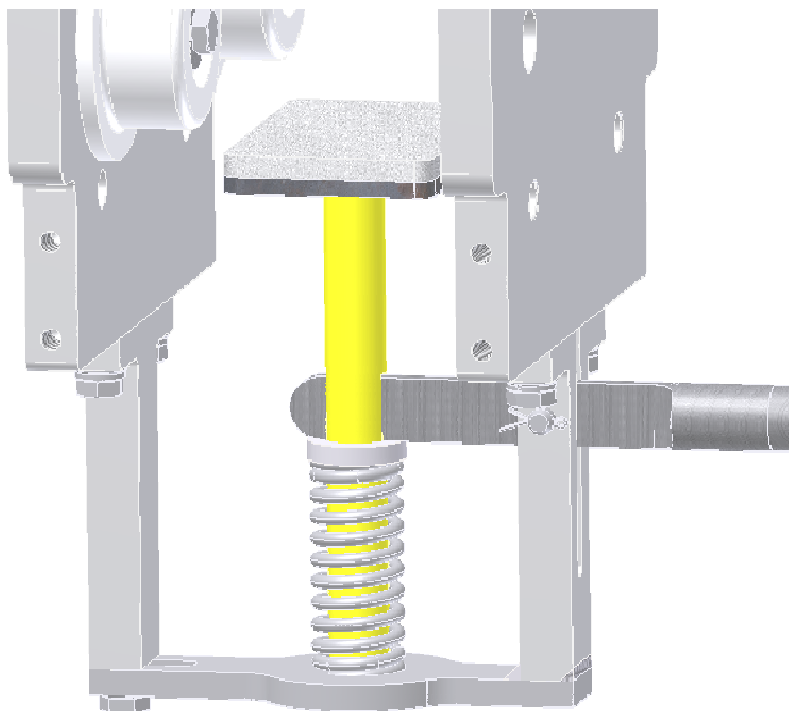
Na obr. 2.1 je pôvodné riešenie. Rúra je pomocou strmeňov zovretá a týmto spôsobom je divadelný ťah zavesený. Dolný strmeň je jednoducho nasadený na dve tyče. Tieto tyče upevnenia sú súčasťou konštrukcie divadelného ťahu. Bolo by nevhodné, keby sa museli uvoľniť pre nové zavesenie. To by prinášalo zložité rozoberanie ťahu.



obr. 2.2: Nová varianta závesu

Navrhnutý záves je na obr. 2.2. Horný a dolný strmeň zovrú tyče upevnenia a tým sme docielili to, že sa divadelný ťah nebude musieť rozoberať. Horný strmeň je privarený a závesnú dosku, ktorá je priskrutkovaná ku konštrukcii navrhnutého pojazdu (obr. 2.4).

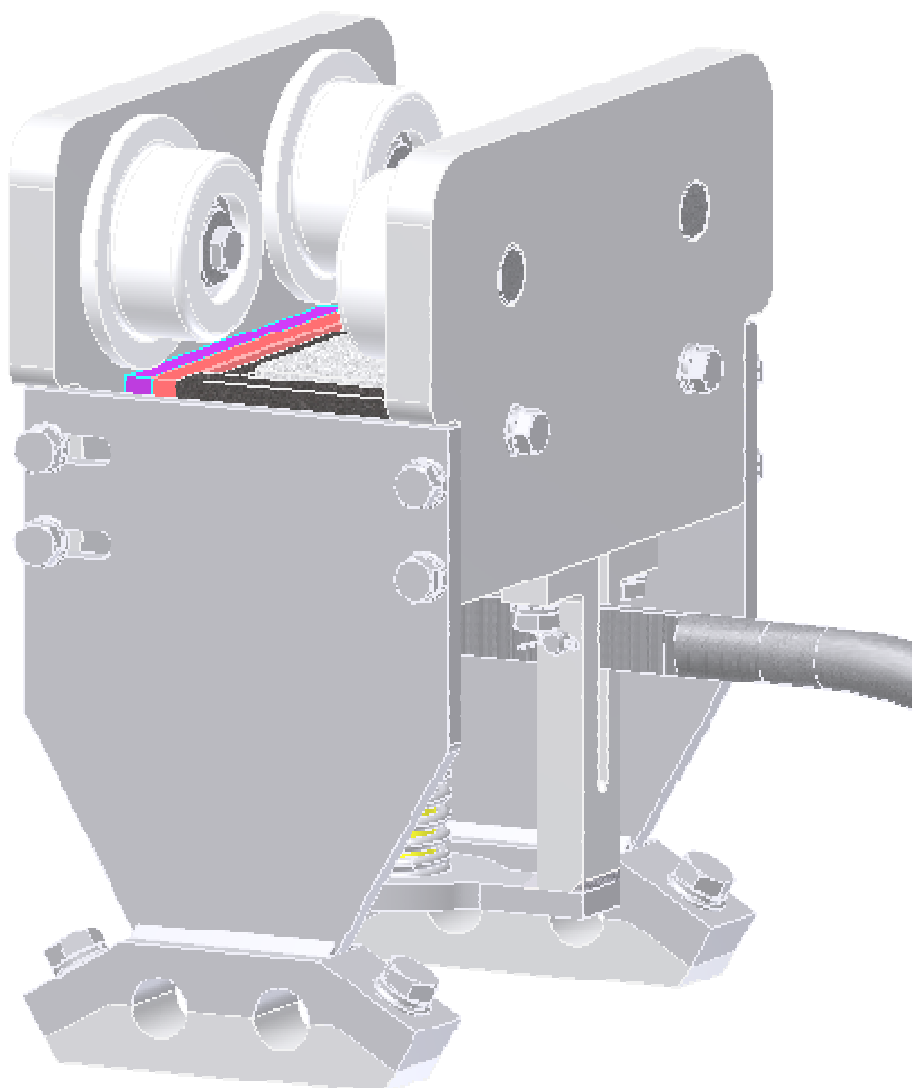
Pre automatické zabrzdenie bude navrhnutý mechanizmus, kde brzdná platnička oprie o spodok IPE profilu, a trením zaaretuje proti samovoľnému pojazdu.



**obr. 2.3:** Pohľad na mechanizmus brzdy

Pre prítlačnú silu môžeme použiť pneumatický, hydraulický tlak, prípadne konštrukciu vyvolávajúcu silu vlastnou tiažou, alebo pružinou. Pružina je najideálnejšie riešenie, pre jej malú hmotnosť a rozmery. Riešenie brzdy a použitie pružiny v nej je na obr. 2.3.

Navrhnuté celkové riešenie je na obr. 2.4 vymodelované v modelovacom programe Inventor.



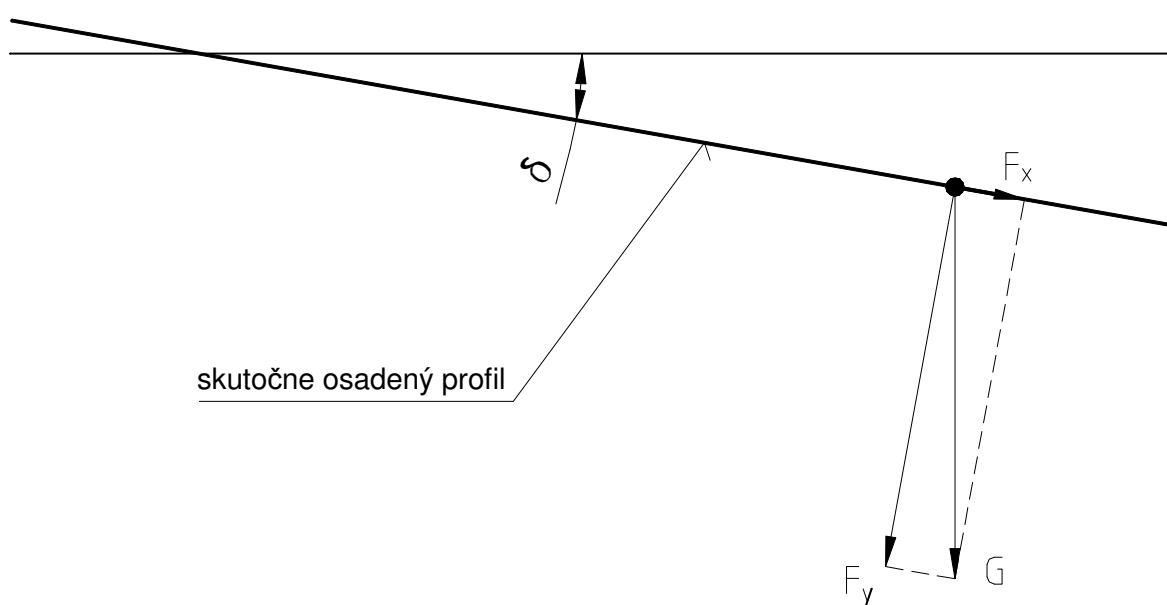
**obr. 2.4:** Celkový pohľad 3D modelu

### 3 Výpočty

Základný parameter brzdy je, akú silu má táto sila ubrzdiť. Dôležitým faktorom je aj to, že brzda bude funkčná len za stavu pokoja. Od toho sa odvíja aj súčiniteľ trenia  $f_{tB}$ , ktorý ma rozdielnú hodnotu v pohybe a pokoji.

#### 3.1 Potrebná brzdná sila

Brzdu, ktorú navrhujem v bakalárskej práci, ma poistiť divadelný ťah v pokoji proti samovoľnému pohybu po profile. Tento pohyb by mohol nastať kvôli nepresnému osadeniu profilu.



obr. 3.1: Možné uloženie profilu

Celá tiaž ťahu aj s prípadnou plnou záťažou sa premietne do súradnicového systému podľa obr. 3.1, kde posúvajúcu silu  $F_x$  podľa rovnice (3.1) je potrebné trecou silou brzdového obloženia zachytiť. Táto trecia sila je vyvolaná normálovou silou, a teda silou pružiny  $F_P$ . Súčiniteľ trenia ocel' – brzdové obloženie volím  $f_{tB} = 0,5$ . (1)

$$F_x = (m_{dt} + m_b) \cdot g \cdot \sin \delta \quad (3.1)$$

$$F_x = (85 + 200) \cdot 9,81 \cdot \sin 3 \doteq 150 \text{ N}$$

$$F_P = \frac{F_x}{f_{tB}} = \frac{150}{0,5} = 300 \text{ N} \quad (3.2)$$

### 3.2 Výpočet pružiny

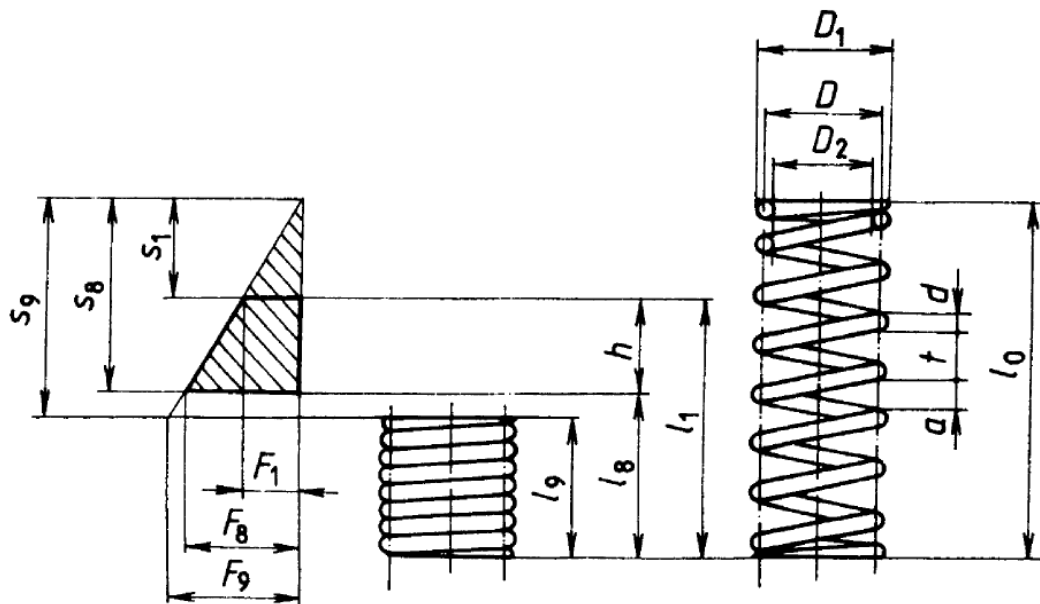
Pritláčanie brzdy je zaistené tlačnou pružinou. Z rovnice (3.2) vyplýva sila pružiny  $F_1 = 300 \text{ N}$ . Veľkosť sily stlačenej pružiny navrhujem  $F_8 = 500 \text{ N}$ . Veľkosť sily  $F_9$  sa volí podľa približného vzťahu:

$$F_9 \approx (1,1 \div 1,2) \cdot F_8 = 1,2 \cdot 500 = 600 \text{ N} \quad (3.3)$$

Materiál pružinového drôtu volím oceľ 12 090.0 ktorej  $\tau_{DM} = 750 \text{ MPa}$ . Pre danú úlohu budem počítať so zdvihom pružiny  $h = 10 \text{ mm}$ . Predbežne navrhujem vnútorný priemer pružiny  $D_2 = 18 \text{ mm}$ . Zmysel vinutia pružiny volím pravý. Pružina má uzatvorené konce, a zbrúsené  $\frac{3}{4}$  závit na každej strane. Pružina sa zaradi do 2. triedy, 2. skupiny. Modul pružnosti v strihu je  $G = 8,05 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ . Silový diagram tlačnej pružiny je na obr. 3.2.

Pre výpočet sa volí predbežný návrh priemeru drôtu pružiny. Predbežne volím priemer drôtu  $d = 3,5 \text{ mm}$ . Potom platí:

$$D = D_2 + d = 20 + 3,5 = 23,5 \text{ mm}$$



obr. 3.2: Tlačná pružina

Tuhosť pružiny:

$$k = \frac{F_8 - F_1}{h} = \frac{500 - 300}{10} = 20 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (3.4)$$

Predbežný priemer drôtu:

$$d' = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_8 \cdot D}{\pi \cdot \tau_8}} = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{500 \cdot 23,5}{\pi \cdot 675}} = 3,54 \text{ mm} \quad (3.5)$$

kde  $\tau_8$  je napätie pri stlačení,  $\tau_8 \approx 0,9 \cdot \tau_{DM}$

kde  $\tau_{DM}$  je dovolené medzné napätie,  $\tau_{DM} = 750 \text{ MPa}$  podľa (2), str. 182, tab 2.6.

Pomer vinutí:

$$i = \frac{D}{d} = \frac{23,5}{3,5} = 6,7 \quad (3.6)$$

Korekčný súčiniteľ:

$$K = \frac{i + 0,2}{i - 1} = \frac{6,7 + 0,2}{6,7 - 1} = 1,21 \quad (3.7)$$

Korekcia priemeru drôtu:

$$d = d' \cdot \sqrt[3]{K} = 3,54 \cdot \sqrt[3]{1,21} = 3,77 \text{ mm} \quad (3.8)$$

Priemer drôtu zaokrúhľujem na normalizovanú hodnotu  $d = 4 \text{ mm}$ .

Pevnostná kontrola drôtu

$$\tau_8 = \frac{8 \cdot F_8 \cdot D \cdot K}{\pi \cdot d^3} \leq 0,9 \cdot \tau_{DM} \quad (3.9)$$

$$\tau_8 = \frac{8 \cdot 500 \cdot 24 \cdot 1,21}{\pi \cdot 4^3} = 578 \text{ MPa}$$

$$0,9 \cdot \tau_{DM} = 0,9 \cdot 750 = 675 \text{ MPa} \Rightarrow \tau_8 < 0,9 \cdot \tau_{DM} \quad (3.10)$$

Počet činných závitov:

$$n = \frac{1}{k} \cdot \frac{d^4 \cdot G}{8 \cdot D^3} = \frac{1}{20} \cdot \frac{4^4 \cdot 8,05 \cdot 10^4}{8 \cdot 24^3} = 9,31 \quad (3.11)$$

Celkový počet závitov:

$$z = n + n_z = 9,31 + 2 = 11,31 \div 11,5 \quad (3.12)$$

kde  $n_z$  – je počet uzavieracích závitov

Dĺžka pružiny v medznom stave:

$$l_9 = (z + 1 - z_0) \cdot d = (11,5 + 1 - 1,5) \cdot 4 = 44 \text{ mm} \quad (3.13)$$

kde  $z_0$  – počet obrobených záverných závitov

Horný medzný rozmer:

$$l_{9\max} = 1,05 \cdot l_9 = 1,05 \cdot 44 = 46,2 \text{ mm} \quad (3.14)$$

Medzná skúšobná dĺžka pružiny:

$$l_{\min F} = l_{9\max} + s_{a\min} \quad (3.15)$$

$$\text{kde } s_{a\min} = \frac{d \cdot i \cdot n}{50} = \frac{4 \cdot 6,7 \cdot 9,31}{50} = 4,99 \text{ mm}$$

$$l_{\min F} = 46,2 + 4,99 = 51,19 \text{ mm}$$

Dĺžka pružiny v stave plnej záťaže  $l_8$ :

$$\text{volí sa } l_8 \geq l_{\min F} \Rightarrow \text{volím } l_8 = 55 \text{ mm}$$

Dĺžka pružiny v stave predpruženom:

$$l_1 = l_8 + h = 55 + 10 = 65 \text{ mm} \quad (3.16)$$

Výpočet stlačenia  $s_1$ :

$$k = \frac{F_1}{s_1} \Rightarrow s_1 = \frac{F_1}{k} = \frac{300}{20} = 15 \text{ mm}$$

Dĺžka pružiny vo voľnom stave:

$$l_0 = l_1 + s_1 = 65 + 15 = 80 \text{ mm} \quad (3.17)$$

Kontrola I.

$$D \leq l_0 \leq 10 \cdot D \quad (3.18)$$

$$24 \leq 80 \leq 10 \cdot 24 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Rozstup  $t$  činných závitov vo voľnom stave:

$$t = a + d$$

$$\text{kde } a = \frac{s_9}{n} \text{ a } s_9 = l_0 - l_{9\max}$$

$$t = \frac{l_0 - l_{9\max}}{n} + d = \frac{80 - 46,2}{9,31} + 4 = 7,63 \text{ mm}$$

Kontrola II.

$$0,3 \cdot D + 0,2 \leq t \leq 0,6 \cdot D$$



$$7,4 \leq 7,63 \leq 14,4 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Dĺžka drôtu rozvinutej pružiny:

$$L = 3,2 \cdot D \cdot z = 3,2 \cdot 24 \cdot 11,5 = 883,2 \text{ mm} \quad (3.20)$$

### 3.3 Rám pružiny

Na obr. 3.3 je znázornený rám brzdy. Pružina sa opiera cez podložku do páky, ktorá je nasunutá v tyčke od brzdy. Ako náhle sa páka napne, sila pružiny je prekonaná a brzda sa uvoľní. Vtom okamžiku je medzná sila pružiny na hodnote  $F_9 = 600 \text{ N}$  podľa rovnice (3.3). Pretože je šírka divadelného ťahu pre viacero typov IPE profilov, vzdialenosť skrutky  $l_1$  sa mení. Tým vznikajú rôzne pôsobiace sily vo zvare  $F_z$  a skrutky  $F_{skr}$ . Vypočítame hodnoty pre krajné pozície, a spoje skontrolujeme od najväčších pôsobiacich síl. Materiál rámu volím oceľ 11 373.0, ktorého  $Re = 186 \text{ MPa}$ .

Z konštrukcie vyplývajú rozmery:

vzdialenosť osi pružiny – kraj rámu ku skrutke	$l_1 = 64 \div 82 \text{ mm}$
vzdialenosť osi pružiny – kraj rámu k zvaru	$l_2 = 68 \text{ mm}$
dĺžka zvaru	$l_3 = 26 \text{ mm}$
hrúbka materiálu rámu	$t = 16 \text{ mm}$

Z rovnováhy síl, znázornené na obr. 3.3 platí podmienka

$$\sum M_i = 0 \Rightarrow F_9 \cdot \left( l_2 - \frac{t}{2} \right) - F_{skr} \cdot (l_1 + l_2 - t) = 0 \quad (3.21)$$

Pre vzdialenosť  $l_1 = 64 \text{ mm}$  z rovnice (3.21) dostávame:

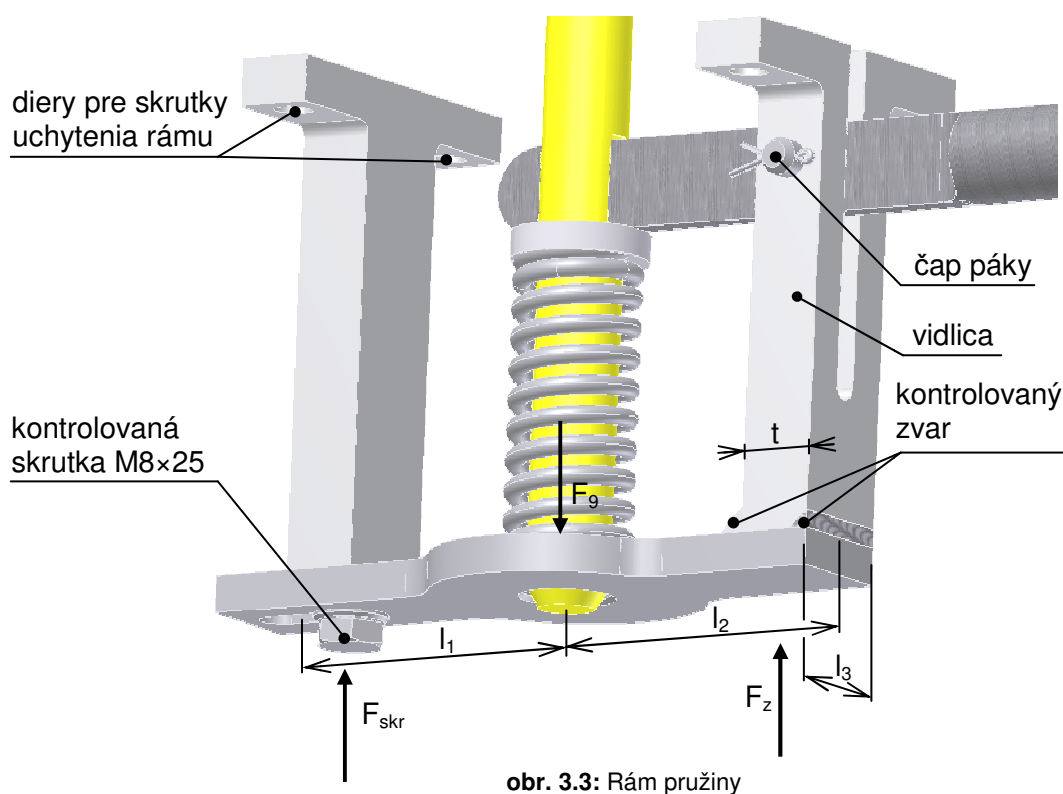
$$F_{skr} = \frac{F_9 \cdot \left( l_2 - \frac{t}{2} \right)}{(l_1 + l_2 - t)} = \frac{600 \cdot (68 - 8)}{(64 + 68 - 16)} = 310 \text{ N}$$

$$F_z = F_9 - F_{skr} = 600 - 310 = 290 \text{ N}$$

Pre vzdialenosť  $l_1 = 82 \text{ mm}$  z rovnice (3.21) dostávame:

$$F_{skr} = \frac{F_9 \cdot \left( l_2 - \frac{t}{2} \right)}{(l_1 + l_2 - t)} = \frac{600 \cdot (68 - 8)}{(82 + 68 - 16)} = 269 \text{ N}$$

$$F_z = F_9 - F_{skr} = 600 - 269 = 331 \text{ N}$$



### Kontrola skrutky

Skrutka je zaťažená silou  $F_{skr} = 310 \text{ N}$  ktorá je osová. Pre výpočet je potrebné zistiť trecí uhol závitú  $\phi'$  a uhol stúpania  $\psi$ . Materiál skrutky volím bežnú oceľ triedu pevnosti 5.6.

Trecí uhol závitú:

$$\phi' = \arctg \cdot \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \arctg \cdot \frac{0,13}{\cos 30} = 8,5^\circ \quad (3.22)$$

Uhol stúpania:

$$\psi = \arctg \cdot \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \arctg \cdot \frac{1,5}{\pi \cdot 7,188} = 3,2^\circ \quad (3.23)$$

kde  $f_z$  – je súčiniteľ trenia materiálu, volím pre kadmiovanú skrutku mazanú olejom hodnotu 0,13

$\alpha$  - je vrcholový uhol závitú

$P$  - je stúpanie závitú

Jednotlivé napätia sú:

$$\sigma_t = \frac{4 \cdot F_{skr}}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 310}{\pi \cdot 6,466^2} = 9,4 \text{ MPa} \quad (3.24)$$

$$\tau = \frac{\frac{F_{skr} \cdot \tan(\varphi' + \psi) \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}}}{\frac{\pi}{16} \cdot 6,466^3} = \frac{310 \cdot \tan(8,5 + 3,2) \cdot \frac{7,188}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot 6,466^3} = 4,3 \text{ MPa} \quad (3.25)$$

Výpočet súčiniteľa bezpečnosti pomocou hypotézy HMM:

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{Re}{\sqrt{\sigma_t^2 + 3 \cdot \tau^2}} = \frac{300}{\sqrt{9,4^2 + 3 \cdot 4,3^2}} = 25 \quad (3.26)$$

Súčiniteľ bezpečnosti v ideálnom navrhnutom prípade sa pohybuje v rozmedzí 1,5...2,5. Skrutka vyhovuje.

Kontrola zvaru

Zvar je namáhaný kolmo na dĺžku zvaru strižnou silou, vyvolávajúca napätie  $\tau_s$ . Šírka sklopenej roviny  $a$  je  $a \doteq 0,7 \cdot z$  kde  $z$  je šírka zvaru,  $z = 4 \text{ mm}$ . Funkčná dĺžka zvaru sa rovná  $l'_3 = l_3 - 2 \cdot a = 26 - 2 \cdot 0,7 \cdot 4 = 20,4 \text{ mm}$ .

Platí vzťah:

$$\tau_{\perp} = \frac{F_z}{2 \cdot a \cdot l_3} \quad (3.27)$$

$$\tau_{\perp} = \frac{331}{2 \cdot 0,7 \cdot 4 \cdot 20,4} = 2,9 \text{ MPa}$$

Podmienka kontroly zvaru:

$$\tau_s = \frac{\tau_{\perp}}{k_3} \leq \beta \cdot \frac{Re}{k_e} \quad (3.28)$$

kde  $\beta$  je súčiniteľ veľkosti zvaru, pre ktorý platí vzťah pre  $z < 10 \text{ mm}$ :

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot z \quad (3.29)$$

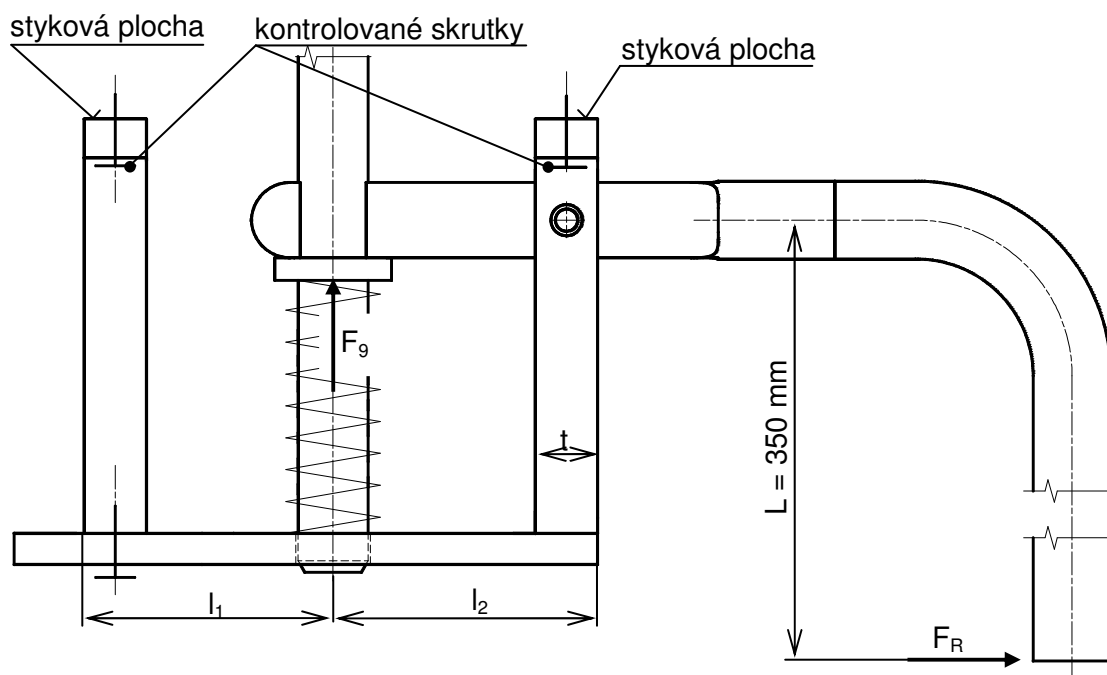
Po úprave vzorca (3.28) dostávame výpočet bezpečnosti:

$$k_e = \beta \cdot \frac{Re}{\tau_{\perp}} \cdot k_3 = 1,18 \cdot \frac{186}{2,9} \cdot 0,75 = 56 \quad (3.30)$$

Zvar je predimenzovaný – vyhovuje.

### 3.4 Úchyt rámu pružiny

Na obr. 3.3 sú vidieť diery, pre kontrolované skrutky M8, ktorými je rám prichytený k základnej doske divadelného ťahu stykovou plochou. Rám sa prichycuje štyrmi skrutkami. Podľa obr. 3.4, kde pôsobíme silou ruky  $F_R$  na odbrzdzenie, premáhame prítlačnú silu pružiny o veľkosti  $F_9$ . Týmito silami je namáhaný čap. Skrutky sú namáhané len akčnou silou  $F_R$ .



obr. 3.4: Zaťaženie rámu pružiny

Skrutky zachytávajú trením silu od ruky kolmo na os skrutiek, a moment vyvolávaný cez čap. Súčiniteľ trenia ocel' – ocel' volím  $f = 0,15$ . Počítam s tým, že silu kolmo k osi skrutiek prenesú trením len 2 skrutky v pravej časti, kde sa nachádza čap, a osovou silou

od momentu budú namáhané skrutky v ľavej časti. Keďže sa jedná o rovnaký typ skrutiek, vypočítame osovú silu, a najväčšiu z nich vyberieme pre kontrolu.

Z rovnováhy momentov dostávame vzťah pre výpočet  $F_R$ :

$$F_R = \frac{F_9 \cdot \left(l_2 - \frac{t}{2}\right)}{L} = \frac{600 \cdot \left(68 - \frac{16}{2}\right)}{350} = 103 \text{ N}$$

Potrebná trecia a osová sila I.:

$$F_t = \frac{F_R}{2} \text{ a zároveň } F_{01} = F_t \cdot \frac{1}{f}$$

$$F_{01} = \frac{F_R}{2 \cdot f} = \frac{103}{2 \cdot 0,15} = 343 \text{ N}$$

Osová sila II.:

$$F_{02} = \frac{F_R \cdot L}{2 \cdot (l_1 + l_2 - t)} = \frac{103 \cdot 350}{2 \cdot (68 + 64 - 16)} = 155 \text{ N}$$

Pokračujeme vo výpočte podľa rovníc (3.22)...(3.25). Za  $F_0$  dosadzujeme väčšiu hodnotu tzn.  $F_0 = 343 \text{ N}$  dostávame hodnoty:

$$\varphi' = 8,5^\circ$$

$$\psi = 3,2^\circ$$

$$\sigma_t = 10,4 \text{ MPa}$$

$$\tau = 4,8 \text{ MPa}$$

Súčiniteľ bezpečnosti pomocou HMM:

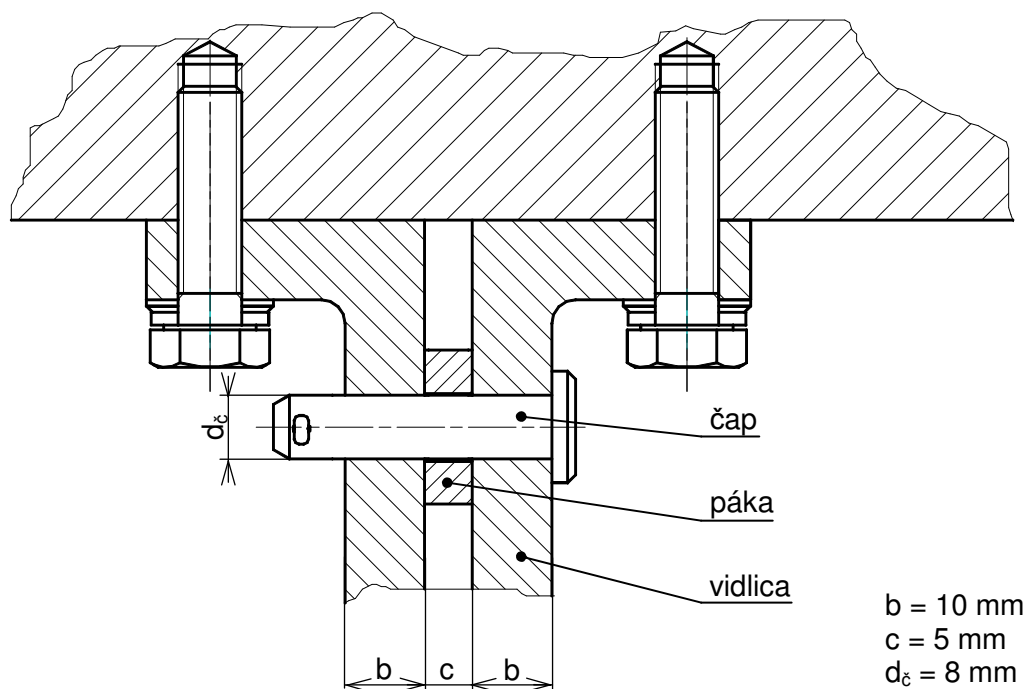
$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{Re}{\sqrt{\sigma_t^2 + 3 \cdot \tau^2}} = \frac{300}{\sqrt{10,4^2 + 3 \cdot 4,8^2}} = 22$$

Skrutky vyhovujú

### 3.5 Čap páky

Spojovací čap je uložený s vôľou. Priemer čapu sa počíta zo strihu a ohybu. Z konštrukčných dôvodov navrhujem čap priemeru  $d = \varnothing 8 \text{ mm}$ , a následne skontrolujem. Pretože strih je zanedbateľný, čap ďalej budem kontrolovať na ohyb a vypočítame merný tlak medzi čapom a pákou. Sila, ktorá pôsobí na čap je možné odvodiť z obr. 3.4, ktorú

získame vektorovým súčinom (3.31). Na obr. 3.5 je znázornené uloženie čapu, a zakótované rozmery potrebné pre výpočet.



obr. 3.5: Uloženie čapu - rez

$$F_{\check{c}} = \sqrt{F_R^2 + F_9^2} = \sqrt{103^2 + 600^2} = 609 \text{ N} \quad (3.31)$$

Namáhaný čap skontrolujeme na ohyb a otláčenie v styku s pákou. Kontrolovať tlak, medzi čapom a vidlicou nemá zmysel, pretože namáhaná plocha vidlice je väčšia ako namáhaná plocha páky

$$\sigma_0 = \frac{M_0}{W_0} = \frac{\frac{F_{\check{c}}}{2} \cdot \left(\frac{b}{2} + \frac{c}{4}\right)}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^3}{32}} \leq \sigma_{D0} = \frac{Re}{k_{s0}} \quad (3.32)$$

$$\sigma_0 = \frac{\frac{609}{2} \cdot \left(\frac{10}{2} + \frac{5}{4}\right)}{\frac{\pi \cdot 8^3}{32}} \doteq 40 \text{ MPa}$$

$$k_{s0} = \frac{Re}{\sigma_0} = \frac{216}{40} = 5,4 \quad (3.33)$$

Kontrola merného tlaku

$$p = \frac{F_c}{d_c \cdot c} = \frac{609}{8 \cdot 5} = 15 \text{ MPa} \quad (3.34)$$

Súčiniteľ bezpečnosti je dostatočne veľký, a dovolený merný tlak sa pohybuje v oblasti  $p_D = 100 \text{ MPa}$ . Navrhnutý čap vyhovuje.

### 3.6 Čap kolieska

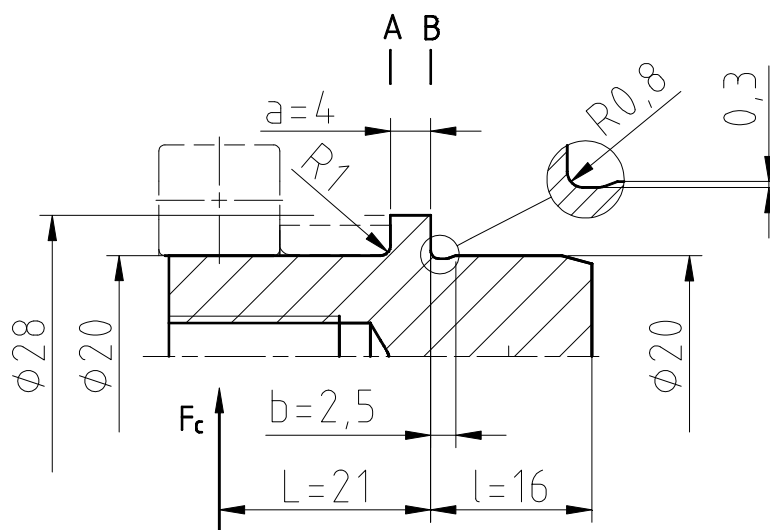
Spoj je realizovaný vložením čapu v základnej doske s použitím uloženia H7/k6, poistené zvarom proti vypadnutiu. Čap je namáhaný silou  $F_c$  v mieste ložiska smerom.

Predpokladá sa, že hmotnosť divadelného ťahu je rovnomerne dokonale rozložená, a v extrémnom prípade je celá hmotnosť bremena sústredená do jedného miesta. Dostávame vzťah (3.35) pre výpočet sily

$$F_c = \left( \frac{1}{4} \cdot m_{dt} + m_b \right) \cdot g \quad (3.35)$$

$$F_c = \left( \frac{1}{4} \cdot 85 + 200 \right) \cdot 9,81 = 2170 \text{ N}$$

Čap (obr. 3.6) budeme kontrolovať staticky. Je namáhaný na ohyb. Vplyvom tvaru súčiastky pri prechode z veľkého priemeru na malý vznikajú 2 kritické miesta A a B. Obidve tieto miesta skontrolujeme so zreteľom na vrubový účinok. V mieste B ďalej skontrolujeme čap na strih.



obr. 3.6: Reakcie na čap

Materiál čapu som volil 11 523.0.  $R_e = 325$  MPa, ktorého zväťateľnosť je zaručená.

Ohybové napätie v mieste A:

$$M_{oA} = F_C \cdot (L - a) = 2170 \cdot (21 - 4) = 36890 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (3.36)$$

$$\sigma_{oA} = \frac{32 \cdot M_{oA}}{\pi \cdot d^3} \cdot \alpha_{oA} = \frac{32 \cdot 36890}{\pi \cdot 20^3} \cdot 2 = 94 \text{ MPa} \quad (3.37)$$

kde

$\alpha_{oA}$  je súčiniteľ vrubu pre ohyb podľa (3), str. 17

Súčiniteľ bezpečnosti

$$k_A = \frac{R_e}{\sigma_o} = \frac{325}{94} = 3,5 \quad (3.38)$$

Ohybové napätie v mieste B:

$$M_{oB} = F_C \cdot L = 2170 \cdot 21 = 45570 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma_{oB} = \frac{32 \cdot M_{oB}}{\pi \cdot d^3} \cdot \alpha_{oB} = \frac{32 \cdot 45570}{\pi \cdot 19,4^3} \cdot 2,2 = 140 \text{ MPa}$$

kde

$\alpha_{oB}$  je súčiniteľ vrubu pre ohyb podľa (3), str. 17

Súčiniteľ bezpečnosti

$$k_B = \frac{R_e}{\sigma_o} = \frac{325}{140} = 2,3$$

Výpočet napätia v strihu

$$\tau_{sB} = \frac{F}{S} = \frac{4 \cdot 2170}{\pi \cdot 19,4^2} = 7,34 \text{ MPa} \quad (3.39)$$

Túto hodnotu skontrolujeme s dovolením napätím, a vypočítame bezpečnosť

$$\tau_{DS} = 0,577 \cdot \frac{R_e}{k_S} \geq \tau_{sB} \quad (3.40)$$

$$k_S = 0,577 \cdot \frac{R_e}{\tau_{sB}} = 0,577 \cdot \frac{325}{7,34} = 25,5$$

Súčiniteľ bezpečnosti vyšiel príliš veľký, ale z konštrukcie návrhu nie je možné zmenšiť priemer čapu. Čap po kontrole vyhovuje.



### 3.7 Kontrola ložísk

Ložiská sú nasadené na čape, na ktoré pôsobí sila podľa vzťahu (3.35). Sú namáhané staticky, pretože ložiská sa otáčajú len za pohybu celého divadelného ťahu, otáčky sú veľmi malé, a často krát bude ložisko zaťažované v pokoji. Vtedy sa kontroluje statická bezpečnosť a porovnáva sa minimálnou požadovanou. (4)

Navrhujem ložisko podľa katalógu SKF a to guľôčkové ložisko jednoradé 6004. Jeho základná statická únosnosť  $C_0 = 5 \text{ kN}$ .

$$s_0 = \frac{C_0}{F_C} = \frac{5000}{2170} = 2,3$$

Vypočítaný súčiniteľ bezpečnosti  $s_0$  vyhovuje najväčšej udanej hodnote bezpečnosti, ktorá má hodnotu  $s_0 = 2$  pre ložiska s bodovým stykom, podľa (4), str. 121, tab 7.1.

### 3.8 Skrutka spájajúca závesnú dosku so základnou doskou (poz. 1, 9)

Z konštrukcie navrhujem skrutku M8×25×1 z materiálu pevnosti 12.9. Pri výpočte, aby sme sa dostali viac na stranu bezpečnosti a zároveň si zjednodušili výpočet reakcií, budeme uvažovať o zaťažení spoja jednou silou v oblasti vyskytovania sa kolieska. Na toto koliesko bude pôsobiť rozložená sila hmotnosti divadelného ťahu, a celková sila od hmotnosti bremena. Veľkosť sily je vyjadrená vzťahom (3.35).

Zavedieme polohu ťažiska skrutiek. Je zrejmé, že aj tu platí podmienka sumy momentov. Ťažisko sa nachádza v rovnakej vzdialenosti od skrutiek, ich ramená sú zhodné, teda aj účinok od pôsobiacej sily  $F_C$  je rovnaký. Platí vzťah:

$$\sum M = 0 \Rightarrow F_C \cdot L = F_{1x} \cdot r + F_{2x} \cdot r$$

**Úpravou dostávame:**

$$F_{1x} = F_{2x} = \frac{F_C \cdot L}{2 \cdot r} = \frac{2170 \cdot 29}{2 \cdot 15} = 2098 \text{ N}$$

Každá skrutka je ďalej zaťažovaná rovnakou posúvajúcou silou  $F_y$  ktorej veľkosť je polovica celkovej sily  $F_C$ . Spojenie týchto síl dostávame potrebnú treciu silu.

Celkové zaťaženie skrutky v rovine je teda:

$$F_1 = F_2 = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = 2362 N$$

Prepočtom cez súčiniteľa  $f$  trenia dostávame potrebnú osovú silu  $F_0$ :

$$F_0 = F_{xy} \cdot \frac{1}{f} = 2773,87 \cdot \frac{1}{0,15} = 15747 N$$

Skrutku staticky skontrolujeme. Potrebujeme uhol stúpania  $\psi$  a trecí redukovaný uhol  $\phi'$  pre daný typ skrutky. Skrutku teda skontrolujeme podľa rovníc (3.22)...(3.25).

Získavame hodnoty

$$\psi = 2,5^\circ$$

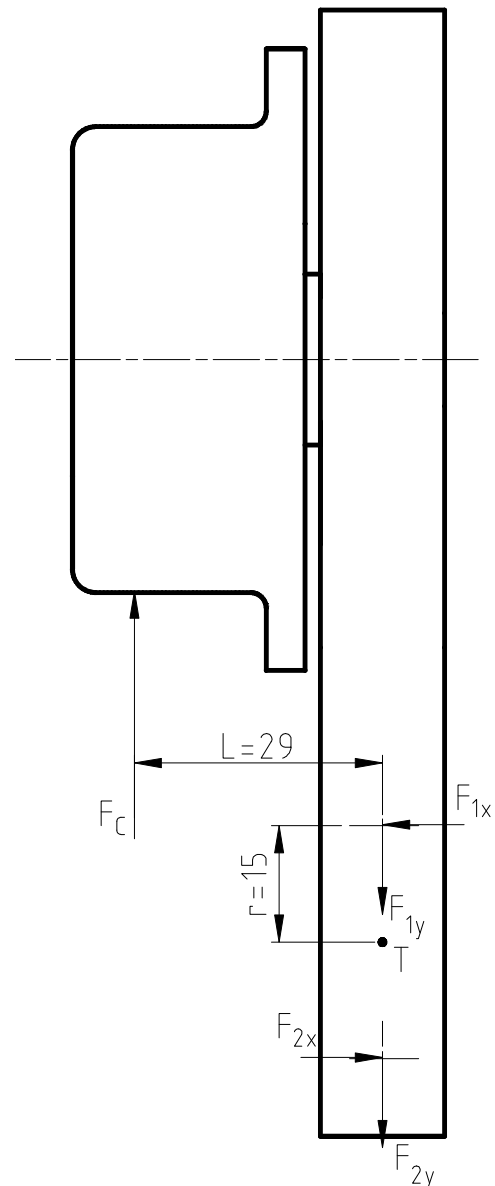
$$\phi' = 8,5^\circ$$

$$\sigma_t = 440 \text{ MPa}$$

$$\tau = 186 \text{ MPa}$$

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{Re}{\sqrt{\sigma_t^2 + 3 \cdot \tau^2}} = 1,98$$

Skrutka vyhovuje



obr. 3.7: Nárys namáhania

### 3.9 Kontrola zvaru – závesná doska

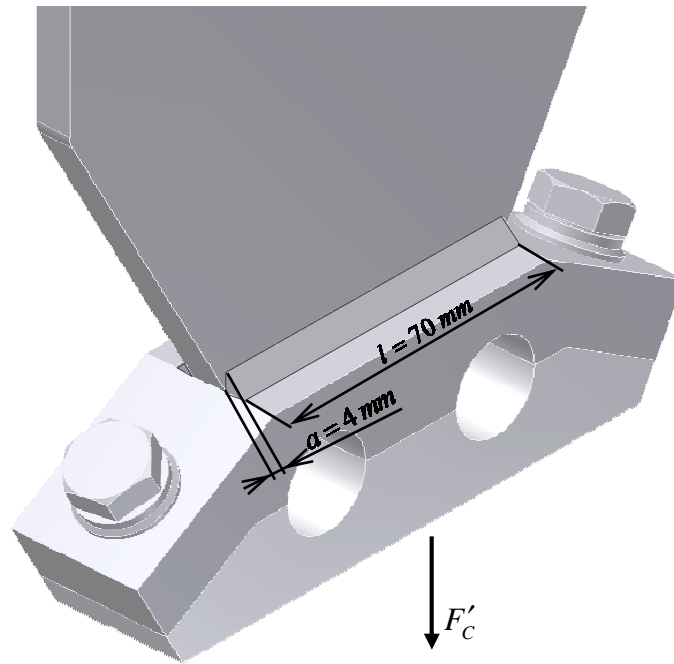
Jedná sa o zvar znázornený na obr. 3.8, ktorý sa nachádza na zväzku pod pozíciou 1 na zostavnom výkrese. Tento zvar je namáhaný silou dolu, tzn. silou kolmou k zvaru, vyvolávajúca napätie  $\tau_s$ . Veľkosť prepočítavaného zvaru je  $a = 4 \text{ mm}$ . Silu, ktorou je zvar namáhaný, vypočítame obdobne, ako v rovnici (3.35), akurát budeme uvažovať o pôsobení polovičnej hmotnosti divadelného ťahu na jeden zvar.

$$F'_C = \left( \frac{1}{2} \cdot m_{dt} + m_b \right) \cdot g \quad (3.41)$$

$$F'_C = \left( \frac{1}{2} \cdot 85 + 200 \right) \cdot 9,81 = 2380 N$$

Funkčná dĺžka zvaru:

$$l' = l - 2 \cdot a = 70 - 2 \cdot 4 = 62 \text{ mm}$$



**obr. 3.8:** Namáhanie a rozmery závesnej dosky

Pokračujeme ako v kapitole 3.3 pri kontrole zvaru rámu pružiny podľa vzťahov (3.27)...(3.30). Zvar navrhujem ručne zváraný elektrickým oblúkom o rovnakej pevnosti ako základný materiál. Prevodný súčiniteľ pre tento typ zvaru  $k_3 = 0,75$ . (5)

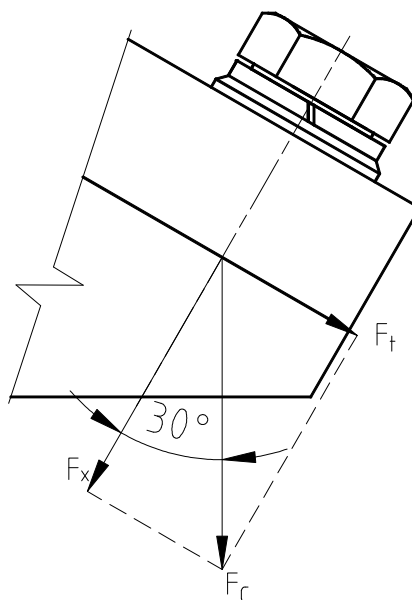
$$\tau_{\perp} = \frac{F'_C}{2 \cdot a \cdot l} = \frac{2380}{2 \cdot 4 \cdot 62} = 4,8 \text{ MPa}$$

$$k_e = \beta \cdot \frac{R_e}{\tau_{\perp}} \cdot k_3 = 1,13 \cdot \frac{325}{4,8} \cdot 0,75 = 57,4$$

Zvar je predimenzovaný – vyhovuje.

### 3.10 Riešene skrutky závesu.

Opäť sa zoberie hraničný stav ako je opísaný v kapitole 3.6, rovnica (3.35). Sila  $F_C$  sa rozkladá do zložiek, a to do osi skrutky  $F_x$  a trecej sily  $F_t$ . Tato trecia sila je vyvolaná normálovou silou  $F_N$ . K tomu aby spoj bol v poriadku, nesmie veľkosť trecej, teda tým aj normálovej sily klenúť pod kritickú hodnotu.



obr. 3.9: Rozklad sily

Rozložením dostávame vzťah pre silu do osi skrutky, a aj trecej sily. Súčtom normálovej sily (3.42), potrebnej pre vyvolanie trecej sily, a sily do osi skrutky dostávame minimálnu silu prírub  $F_{pr}$ .

$$F_x = F_C \cdot \cos \alpha = 2170 \cdot \cos 30 = 1880 N$$

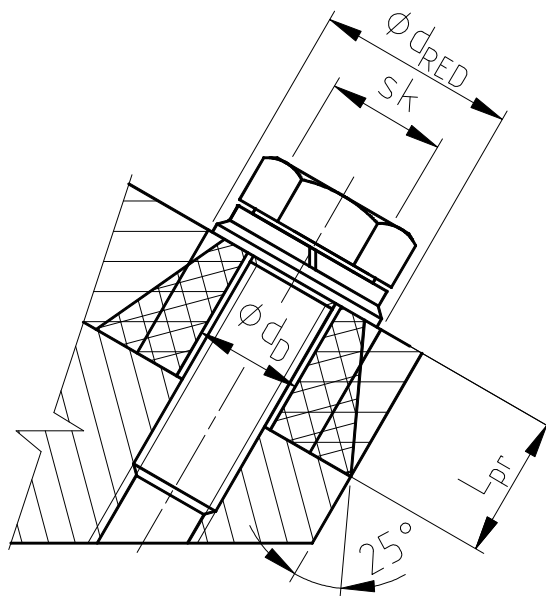
$$F_N = F_t \cdot \frac{1}{f_f} \quad (3.42)$$

$$F_N = F_C \cdot \sin \alpha \cdot \frac{1}{0,15} = 7235 N$$

$$F_{pr} = F_x + F_N = 1880 + 7235 = 9115 N$$

Pre výpočet potrebnej osovej sily  $F_o$  musíme poznať tuhosť skrutky a prírub. Výpočet tuhosti príruby je založený na prepočte z Bachovho komolého dvojkužela s uhlom napätí 25° na Rötischerov válec. (6)

Na obr. 3.10 je znázornené náhrada dvojkužela na trubku konštantného prierezu pre závrtnú skrutku s hlavou podľa. (7)



obr. 3.10: Nárys prepočtu komolého kužela

Pre daný skrutkový spoj navrhujem skrutku M10×30-10.9. Celková deformovaná dĺžka príruby je  $L_{pr} = 15\text{mm}$ . Pre výpočet je ďalej potrebné vypočítať redukovaný priemer trubky  $d_{RED}$  a obsah  $S_{RED}$  podľa vzorca (3.44) a (3.43). (6)

$$S_{RED} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{RED}^2 - d_D^2) \quad (3.43)$$

$$S_{RED} = \frac{\pi}{4} \cdot (21^2 - 12^2) = 233\text{mm}^2$$

$$d_{RED} = s_k + \frac{L_{pr}}{2} \cdot \tan \alpha \quad (3.44)$$

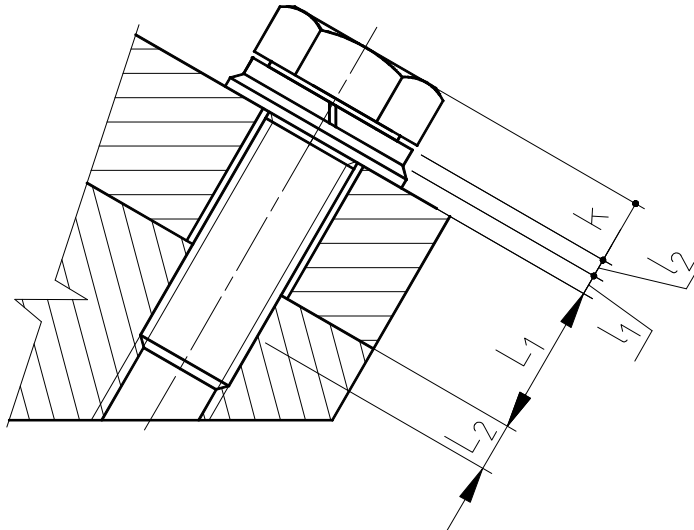
$$d_{RED} = 17 + \frac{15}{2} \cdot \tan 25^\circ = 21\text{mm}$$

Tuhosť príruby, čo reprezentuje závislosť zmeny sily na zmenu dĺžky. Keďže uvažujeme o deformácii v oblasti Hookovho zákona, tuhosť vypočítame zo vzťahu (3.45), kde za plochu dosadíme plochu trubky  $S_{RED}$  a dĺžku príruby  $L$ .

$$c_{pr} = \frac{E_{pr} \cdot S_{RED}}{L_{pr}} \quad (3.45)$$

$$c_{pr} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 233}{15} = 15\,533\,333\text{ Nmm}^{-1}$$

Tuhosť skrutky sa vypočíta obdobne. Avšak, skrutka nie je konštantného prierezu, ale z viacerých častí. Výsledná poddajnosť  $p_s$  skrutky sa vypočíta ako suma všetkých prevrátených hodnôt tuhostí po deformovanej skrutky. Experimentálne bolo dokázané, že skrutka sa deformuje až do vzdialeností približne  $2/3$  hlavy, a na druhom konci do  $1/2$  výšky matice. Maticu nemáme, ale skrutka sa deformuje, preto túto hodnotu vyčítame z tabuliek.



obr. 3.11: Tuhosť skrutky

Rozmery znázornené na obr. 3.11:

výška hlavy skrutky	$k = 6,4 \text{ mm}$
hrúbka poistnej podložky	$l_2 = 2,2 \text{ mm}$
hrúbka podložky	$l_1 = 2 \text{ mm}$
príruba	$L_1 = 15 \text{ mm}$
deformované 2 závit	$L_2 = 3 \text{ mm}$

Výslednú poddajnosť  $p$  a z nej tuhosť skrutky  $c_s$  vypočítame zo vzťahu (3.46):

$$p = \frac{1}{c_s} = \sum \frac{l_s}{S_s} \quad (3.46)$$

$$\frac{1}{c_s} = \frac{4}{\pi \cdot E_s} \cdot \left( \frac{2/3 \cdot k}{d_3^2} + \frac{l_1 + l_2 + L_1}{d_3^2} + \frac{L_2}{d_2^2} \right) = 2,38 \cdot 10^{-6} \text{ mmN}^{-1}$$

$$c_s = 420474 \text{ Nmm}^{-1}$$

Výpočet osovej sily realizujeme podľa už upraveného vzorca z literatúry (6):

$$F_0 = F_{pr} \cdot \left( 1 + \frac{c_{pr}}{c_{pr} + c_s} \right)$$

$$F_0 = 9115 \cdot \left( 1 + \frac{15533333}{420474 + 15533333} \right) = 18205 \text{ N}$$

Po zaťažení maximálnou silou je skrutka namáhaná silou:

$$F_s = F_0 + \Delta F_s = F_0 + F_{pr} \cdot \frac{c_s}{c_s + c_{pr}} = 18205 + 9115 \cdot \frac{420474}{420474 + 15533333}$$

$$F_s = 18230 \text{ N}$$

Skrutku kontrolujeme na ťah od pôsobenia sily v osi skrutky po utiahnutí a krútiacim momentom. Napätia z pôsobiacich účinkov vypočítame podľa (3.49) a (3.50). Pre výpočet krútiaceho momentu potrebujeme uhol stúpania  $\psi$  a trecí redukovaný uhol  $\varphi'$ .

Uhol stúpania závitu:

$$\psi = \arctg \cdot \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \arctg \cdot \frac{1,5}{\pi \cdot 8,928} = 3,06123^\circ \quad (3.47)$$

Trecí redukovaný uhol:

$$\varphi' = \arctg \cdot \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \arctg \cdot \frac{0,13}{\cos 30} = 8,5^\circ \quad (3.48)$$

$$\sigma_t = \frac{F_s}{\pi \cdot \left( \frac{d_3}{2} \right)^2} = \frac{4 \cdot 18230}{\pi \cdot 8,160^2} = 348 \text{ MPa} \quad (3.49)$$

$$\tau = \frac{F_0 \cdot \tan(\varphi' + \psi) \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_3^3} = \frac{18205 \cdot \tan(3,1 + 8,5) \cdot \frac{9,026}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot 8,160^3} = 158 \text{ MPa} \quad (3.50)$$

Výpočet súčiniteľa bezpečnosti  $k_s$  z redukovaného napätia  $\sigma_{red}$  podľa HMH:

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{Re}{\sqrt{\sigma_t^2 + 3 \cdot \tau^2}} = \frac{900}{\sqrt{348^2 + 3 \cdot 158^2}} = 2$$

Statická bezpečnosť spĺňa podmienku

$$k_s \geq 1,5$$

## Kontrola tlaku v závite

Kontrolovaná skrutka je z konštrukčných dôvodov krátka, a tým je dĺžka závitu je obmedzená. Preto je potrebné vykonať ešte kontrolu tlaku v závite.

Platí:

$$p = \frac{F_0}{z \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1} \quad (3.51)$$

$$\text{kde } z = \frac{h}{P}, \quad H_1 = \frac{d - D_1}{2},$$

$h$  je výška kontrolovaného závitu

$P$  je rozteč

$H_1$  je nosná hĺbka závitu

Po úprave dostávame vzťah:

$$p = \frac{2 \cdot F_s \cdot P}{h \cdot \pi \cdot d_2 \cdot (d - D_1)} = \frac{2 \cdot 18230 \cdot 1,5}{10,8 \cdot \pi \cdot 9,026 \cdot (10 - 8,376)} = 110 \text{ MPa}$$

Použitý materiál, v ktorom sa závit kontroluje ma pevnostné vlastnosti skrutky triedy pevnosti 8.8, má dovolený tlak  $p_D = 150 \text{ MPa}$ . So zreteľom na to, že tento hraničný stav zaťaženia nastane len v extrémnych prípadoch, skrutka vyhovuje s dostatočnou bezpečnosťou.



## 4 Záver

Cieľom bakalárskej práce bolo, navrhnuť pojazd divadelného ťahu s brzdou, ktorá automaticky zabrzdí v pokoji.

Pre návrh, výpočet a kontrolu brzdy som musel zvoliť potrebnú brzdnú silu. Brzdenie je potrebné proti samočinnému rozjazdu, ktorý nastane napr. z dôvodu zlého osadenia nosníka. Pre určenie veľkosti tejto sily som uvažoval o veľkosti sklonu až  $3^\circ$ . Brzda sa automaticky stáva funkčnou pomocou navrhutej pružiny, ktorej silu je potrebné prekonať k odbrzdneniu. Navrhnutá brzdná plocha, o ktorú sa opiera platnička, sa nachádza zo spodnej časti nosníku. Je to najjednoduchšie riešenie čo sa konštrukcie týka. Nevýhodou umiestnenia brzdy je fakt, že sa musela zväčšiť vzdialenosť medzi nosníkom a divadelného ťahu s porovnaním doterajšieho umiestnenia.

Tvarom pojazdu som sa inšpiroval visutou mačkou od firmy DEMAG. Na základnej doske sú pripevnené čapy, na ktorých sú nasadené vymedzovacie krúžky, o ktoré opiera vnútorný krúžok ložiska. Na ložiskách sú umiestnené kolieska, ktoré sa odvaľujú po profile. Dve tieto základné dosky sú zoskrutkované zváranou vodiacou lištou a zároveň závesnými doskami. Na základnej doske je ďalej, nezávisle na závesných doskách, upevnený rám brzdy, ktorý slúži pre podopretie pružiny, uchytenie páky a zároveň je v ňom umiestnený otvor, pre vedenie tyčky brzdnej doštičky.

Vodiaca lišta nám tvorí obmedzený priestor, v ktorom sa pohybuje brzdná platnička. Pri zabrzdení sa sila, potrebná k udržaniu ťahu v pokoji s bremenom, prenáša na vodiacu lištu. Zároveň nám pomáha nastaviť správnu šírku medzi základnými doskami vymedzovacími podložkami pri montáži, pretože pojazd je navrhnutý pre tri dané veľkosti profilov.

Závesné dosky nám prenášajú celkovú silu vyvolanú hmotnosťou bremena a divadelného ťahu, a zároveň držia pojazd po kope tak, aby sa kolieska nevyšmykli z profilu pri záťaži. Na spodnej časti sú prizvarané svorníky. Svorníky sú dôležitou súčasťou uchytenia ťahu. Divadelný ťah nie je vhodné rozoberať. Pôvodné uchytenie bolo zmenené, navrhol som delené svorníky, vďaka ktorým nie je potrebné do divadelného ťahu zasahovať.

Zvolené riešenie som konštruoval a modeloval v programe Autodesk Inventor. Všetky spoje a komponenty som prepočítaval a kontroloval pre teoretický maximálnu možnú záťaž, ktorá tam pôsobí a je umiestnená v kontrolovanom mieste.

## 5 Bibliografia

1. www.fyzika.sk. [Online] 1. 1 2005. [Dátum: 1. Apríl 2010.] <http://www.fyzika.sk/Data/tab3.htm>.
2. **Rudolf Kříž, Pavel Vávra.** *Strojírenská příručka 5. svazek.* Praha : SCIENTIA, spol. s r. o., 1994. ISBN 80-85827-59-X.
3. **Vladimír Moravec, Jiří Havlík.** Výpočty a konstrukce strojních dílů. [skriptum]. Ostrava : Vysoká škola báňská, 2005. ISBN 80-248-0878-1.
4. **Kaláb, Květoslav.** Části a mechanismy strojů pro bakaláře. *Části pohonů strojů.* [skriptum]. Ostrava : VŠB-TU, Fakulta strojní, 2008. ISBN 978-80-248-1860-3.
5. **Kaláb, Květoslav.** Části a mechanismy strojů pro bakaláře. *Části spojovací.* [skriptum]. Ostrava : VŠB-TU, Fakulta strojní, 2007. ISBN 978-80-248-1290-8.
6. **Kaláb, Květoslav.** Navrh a výpočet dynamicky namáhaného šroubu. [Vysokoškolská příručka]. Ostrava : VŠB-TUO, 2009.
7. **Boháček, František.** Části a mechanismy strojů I. *Zásady konstruování. Spoje.* Brno : Vysoké učení technické v Brně, 1984. druhé doplněné. 55-574-84.
8. **Němček, Miloš.** Řešené příklady z části a mechanismu stroju. *Spoje.* [skriptum]. Ostrava : Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2002.
9. **Leinveber, Jan a Vávra, Pavel.** Strojnické tabulky. *Pomocná učebnice pro školy technického zaměření Druhé doplněné vydání.* Praha 6 : ALBRA, 2005. ISBN 80-7361-011-6.
10. Demag hoist designer. [Online] [Dátum: 1. Február 2010.] [http://www.demag-hoistdesigner.de/hdo/Hd\\_zus/PDF/DE/22254544.pdf](http://www.demag-hoistdesigner.de/hdo/Hd_zus/PDF/DE/22254544.pdf).
11. *PRO-4-PRO.* [Online] [Dátum: 1. Február 2010.] [http://www.pro-4-pro.com/media/downloads/product/p4p0704-JDN\\_Lau-12162056\\_de.pdf](http://www.pro-4-pro.com/media/downloads/product/p4p0704-JDN_Lau-12162056_de.pdf).
12. SKF. *online katalógy.* [Online] [Dátum: 3. máj 2010.] [www.skf.cz](http://www.skf.cz).

## 6 Zoznam príloh

### Výkresy

- |   |                |
|---|----------------|
| – Zostavný výkres divadelného ťahu s brzdou | BP-SB3KSS01    |
| – Kusovník 1                                | BP-SB3KSS01/K1 |
| – Kusovník 2                                | BP-SB3KSS01/K2 |
| – Výrobný výkres pojazdového kolesa         | BP-SB3KSS01/5  |

### CD-ROM